

# 유압모터-부하계의 3D CAD 모델링 및 적응제어

## 3D CAD Modeling of a Hydraulic Motor-Load System and Adaptive Control

조 승 호  
S. H. Cho

접수일: 2011년 04월 05일, 수정일: 2011년 05월 13일, 게재확정일: 2011년 05월 13일

**Key Words :** Electro-Hydraulic Servo System(전기-유압 서보시스템), Simple Adaptive Control(단순적응제어), Almost Strict Positive Real(ASPR), Parallel Feedforward Compensator(병렬 피드포워드 보상기)

**Abstract:** This paper investigates the motion control of a hydraulic motor-load system using the Simple Adaptive Control (SAC) method. The plant transfer function has been modelled mathematically. The open-loop responses have been obtained experimentally in order to identify the design parameters of transfer function. The hydraulic motor-load system has been modelled using the 3D CAD and imbedded in the hydraulic circuit simulation program to verify the overall performance. The experimental results confirm that the SAC method gives a good tracking performance compared to the PID control.

### 기호 설명

- $u_m$  : 기준 입력신호(Reference input)
- $J_m$  : 관성 모멘트(Moment of inertia)
- $\beta_e$  : 유효 체적탄성 계수(Effective bulk modulus)
- $P_1$  : 입구측 압력 (Inlet pressure)
- $P_2$  : 출구측 압력 (Outlet pressure)
- $Q_1$  : 입구측 유량 (Inlet flow)
- $Q_2$  : 출구측 유량 (Outlet flow)
- $G_{pfc}(s)$  : 병렬 피드포워드 보상기 (Parallel Feedforward Compensator)
- $G_m(s)$  : 기준 모델 (Reference model)
- $k_e(t), k_x(t), k_u(t)$  : 가변적응계인

### 1. 서 론

유압시스템은 전기시스템에 비하여 소형으로 큰 출력을 낼 수 있으므로 건설기계, 방위산업, 항공산업, 자동차, 산업용 로봇 등의 많은 분야에서 널리 사용 되고 있다. 그러나 시스템에 내재된 비선형성과 외란과 부하의 변동에 기인한 서보계의 특성변

동으로 인하여 제어성능에 많은 영향을 받는다. 그동안에는 유압시스템의 특성변화에 따른 강인한 제어기 설계에 많은 관심이 집중되어왔다. 본 연구에서는 다분야 융합(Multi-domain fusion)설계의 취지하에, 3D CAD 부하 모델, 유압시스템, 그리고 제어의 통합 시뮬레이션을 통하여 제어특성을 규명한다. 단순적응제어(Simple Adaptive Control : SAC)는 제어계의 안정성을 출력 피드백 방식으로, 그 위에 설정입력에의 추종특성을 피드포워드 제어방식으로 제각기 적응적으로 보장하는 2-자유도 제어계 구조를 갖는 적응제어 기법이다.<sup>1,2)</sup> 제어기 구조가 종래의 적응제어 방식에 비하여 단순하고 제어성능 및 강인성이 우수한 제어방식으로 알려져 있다.<sup>3)</sup> 솔리드웍스(Solidworks)로 디자인된 3D CAD 부하 모델을 유압시스템 설계 소프트웨어 SimulationX6)에 임베드(Imbed)하여 시뮬레이션을 수행한다. 아울러 비례제어밸브에 의해 구동되는 유압모터-부하계를 대상으로 SAC제어와 PID제어 실험을 수행한 후, 성능을 비교 고찰한다.

### 2. 서보계의 수학적 모델링

본 연구에서 사용한 유압모터-부하계가 Fig. 1에 도시되어 있다. 비례 방향제어밸브와 유압모터-부

2011년 04월 05일  
조승호(교신저자): 홍익대학교 기계·시스템디자인공학과  
E-mail: shcho@hongik.ac.kr, Tel: 02-320-1682

하계에 대한 수학적 모델링 과정은 다음과 같다.

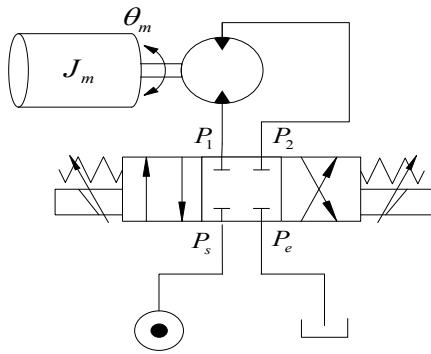


Fig. 1 Electro-hydraulic servo system

$$Q_1 = k_f u \sqrt{P_s - P_1} = D_m \frac{d\theta}{dt} + C \frac{dP_1}{dt} \quad (1)$$

$$Q_2 = k_f u \sqrt{P_2} = D_m \frac{d\theta}{dt} - C \frac{dP_2}{dt} \quad (2)$$

$$D_m (P_1 - P_2) = J_m \frac{d^2\theta}{dt^2} + B_m \frac{d\theta}{dt} \quad (3)$$

여기에서  $k_f$ 는 밸브상수,  $u$ 는 입력전압  $P_s$ 는 공급압력이다. 수학적 모델링 과정에서 누설과 외란토키는 무시하였다. 비례방향제어밸브와 유압모터로 구성된 전체플랜트의 전달함수를 구하기 위하여, 식 (1), (2)를 식(3)에 대입하고 선형화 계수를 도입하면 다음과 같이 나타내 진다.

$$G(s) = \frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{K \omega_n^2}{s(s^2 + 2\zeta \omega_n s + \omega_n^2)} \quad (4)$$

$$K = \frac{k_a k_q}{D_m} \frac{1}{1 + \frac{B_m k_c}{D_m}} \cong \frac{k_a k_q}{D_m} \quad (5)$$

$$\omega_n = D_m \sqrt{\frac{2\beta_e}{J_m V} \left(1 + \frac{B_m k_c}{D_m}\right)} \cong D_m \sqrt{\frac{2\beta_e}{J_m V}} \quad (6)$$

$$\zeta = \sqrt{\frac{J_m \beta_e}{2V} \frac{k_c}{D_m} + \frac{B_m}{2D_m} \sqrt{\frac{V}{2\beta_e J_m}}} \quad (7)$$

$$k_q = \frac{\partial Q_1}{\partial x_s} \Big|_{x_i = \bar{x}_i, p_i = \bar{p}_i}, \quad k_c = -\frac{1}{2} \frac{\partial Q_1}{\partial p_1} \Big|_{x_i = \bar{x}_i, p_i = \bar{p}_i} \quad (8)$$

여기에서  $D_m$ 은 유압모터의 1라디안 당 송출량 즉, 배제용적,  $k_a$ 는 입력전압에 따른 스펴변위( $x_s$ )를 나타낸다. 이를 이용하여 위치제어 회로를 구성하면 Fig. 2와 같다. Fig. 2에서 플랜트 모델의 개회로 계인, 고유진동수, 그리고 감쇠비는 5장에서 개

회로 실험을 통하여 추정한다.

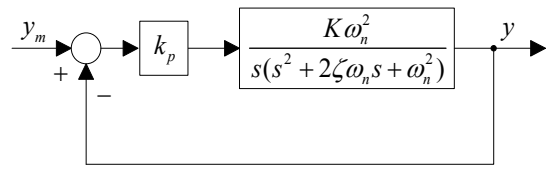


Fig. 2 Closed loop with position feedback

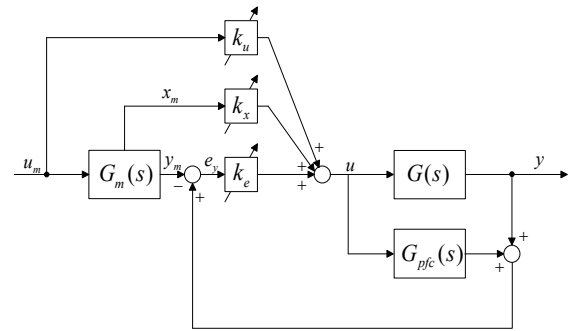


Fig. 3 Block diagram of the SAC with PFC

### 3. 단순적응제어기 구성

우선 유압서보계의 위치추적제어를 구현하기 위하여 원하는 출력을 발생하는 기준모델을 설정한다. 이때의 제어목적은 기준모델 출력  $y_m$ 에 유압서보계의 출력  $y$ 를 추종시키는 것으로서, 이를 달성하기 위한 SAC계의 기본구성이 Fig. 3에 나타나있다. 그림에서  $G_m(s)$ 는 기준모델이고,  $u_m$ 은 기준모델에의 입력신호이다. 기준모델  $G_m(s)$ 는 플랜트  $G(s)$ 의 차수에 의존하지 않고 임의로 결정할 수 있다.  $e_y(t)$ 는 플랜트 출력에서 모델출력을 감한 출력오차이다.  $k_e(t)$ ,  $k_x(t)$ ,  $k_u(t)$ 는 가변 적응계인으로서 적응조정법칙에 의하여 조정된다. SAC계의 제어입력 $u$ 와 적응조정법칙은 식(9)로 부여된다.  $G_{pfc}(s)$ 는 병렬 피드포워드 보상기(PFC)로서 플랜트  $G(s)$ 를 ASPR화하기 위해서 필요하다. ASPR(Almost Strictly Positive Real)성은 기존의 플랜트에 플러스게인 출력피드백을 실시한 폐루프계가 SPR(Strictly Positive Real)로 되는 성질을 말한다. 플랜트  $G(s)$ 가 ASPR조건을 만족할 때, SAC계의 구성이 가능해진다. 보통 ASPR조건을 만족하는 플랜트는 지극히 적다. 일반적으로 시스템이 ASPR이 되기 위한 조건은 다음과 같다.<sup>4)</sup>

(A) 상대적인 차수가 0 또는 1

- (B) 다항식의 최고차항의 계수가 양수
- (C) 최소위상 시스템

식(4)로 표현되는 플랜트 모델  $G(s)$ 가 ASPR을 만족하지 않으므로, PFC의 도입이 필요하다. PFC를 추가했을 때, 확장계  $G_a(s)=G(s)+G_{pfc}(s)$ 가 ASPR이 되도록  $G_{pfc}(s)$ 를 설계하고  $G_a(s)$ 에 대하여 SAC를 적용하는 것으로 된다. 상대차수가 3인 플랜트에 적합한 PFC의 전달함수는 식(10)과 같이 표현되고, 파라미터들은 식(11)과 같이 설정할 수 있다.<sup>1)</sup>

$$\left. \begin{aligned} u(t) &= \mathbf{k}(t)^T z(t) \\ \mathbf{k}(t) &= [k_e(t) \quad k_x(t) \quad k_u(t)]^T \\ \mathbf{z}(t) &= [e_y(t) \quad \mathbf{x}_m(t) \quad k_u(t)]^T \\ \mathbf{k}(t) &= \mathbf{k}_p(t) + \mathbf{k}_i(t) \\ \dot{\mathbf{k}}_i(t) &= -\mathbf{\Gamma}_1 \mathbf{z}(t) e_y(t) - \sigma(t) \mathbf{k}_i(t) \\ \mathbf{k}_p(t) &= -\mathbf{\Gamma}_p \mathbf{z}(t) e_y(t) \\ \sigma(t) &= \frac{\sigma_1 e_y^2(t)}{1 + e_y^2(t)} + \sigma_2 \\ \mathbf{\Gamma}_1 &= \mathbf{\Gamma}_1^T > 0, \quad \mathbf{\Gamma}_p = \mathbf{\Gamma}_p^T > 0 \\ \sigma_1, \sigma_2 &> 0 \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

$$G_{pfc}(s) = \frac{k_1}{(1+T_1s)(1+T_2s)} + \frac{k_2}{(1+T_2s)} \quad (10)$$

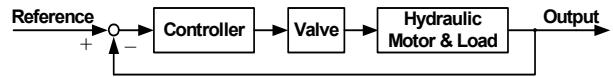
$$k_1 = 0.01K, \quad k_2 = 0.01K, \quad T_1 = T_2 = \omega_n^{-1} \quad (11)$$

$$G_{pfc}(s) = \frac{\delta(s+11\alpha)}{(s+\alpha)^2} \quad (12)$$

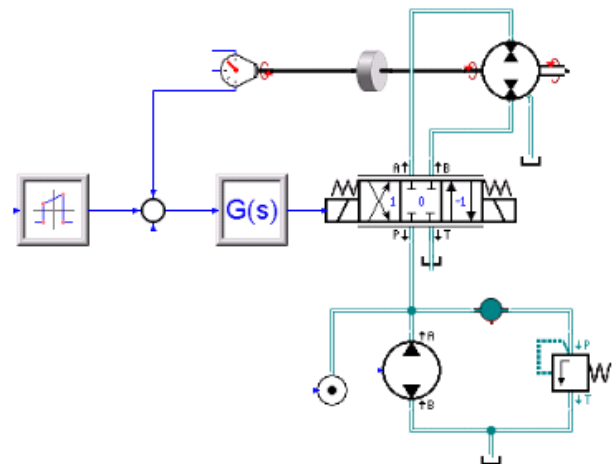
여기에서  $K$  와  $\omega_n$  값들은 전기-유압서보 시스템이 작동하는 동안 불확실하거나 또는 변화하므로, 위의 식(11)로 표현되는 값이 PFC의 최적 파라미터라고 보장할 수 없다. 본 연구에서는 식(12)와 같이, PFC의 전달함수를 두 개의 조정가능 파라미터  $\alpha$ ,  $\delta$ 가 포함된 형태로 나타내었다. 이 기법의 특징은  $G_{pfc}(s)$ 에 관계 되어있는 1개의 파라미터  $\delta$ 의 선정으로  $G_a(s)$ 의 ASPR성과  $G_{pfc}(s)$ 에 의한 분로효과의 감소를 동시에 달성할 수 있는 점이다.

#### 4. 3D CAD 모델링 및 시뮬레이션

본 연구에서 시뮬레이션에 사용한 블록선도와 상용 소프트웨어 SimulationX를 사용하여 구성된 회로도가 Fig. 4에 나타나있다. 위치제어회로는 크게



(a) Block diagram



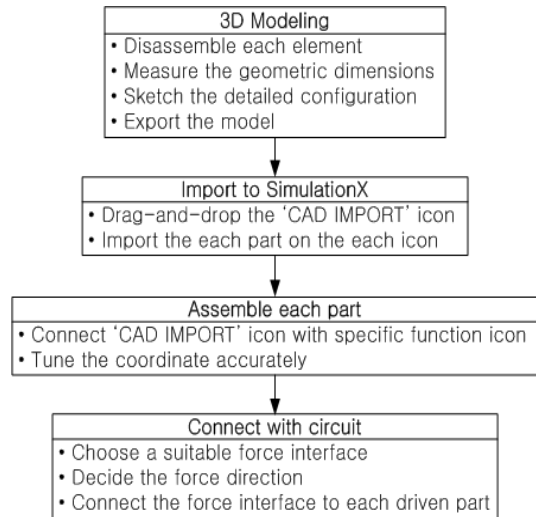
(b) Simulation circuit

Fig. 4 Schematic of simulation program

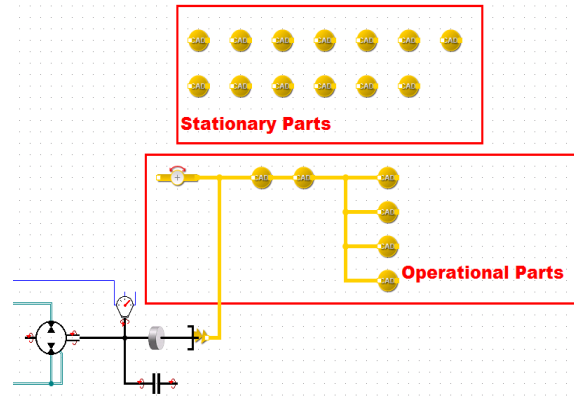
제어기, 비례제어밸브, 유압모터, 그리고 회전 운동하는 관성부하로 이루어진다. 상응하는 실제 부품이 Fig. 5의 사진에 나타나 있으며, 출력 각변위 측정을 위하여 로터리 포텐셔미터가 사용되었다. 부하 메커니즘을 3D-CAD모델로 구현한 다음, 유압제어 회로에 인터페이스 시켜, 실제로 실측모델과 동일한 다분야 융합 해석이 가능하도록 하였다. Table 1에 열거된 실험장치의 제원이 시뮬레이션 입력 파라미터로서 사용되었다. 실제로 3D-모델링을 수행하는 과정과 SimulationX에 인터페이스 시켜 시뮬레이션을 수행한 결과가 Fig. 5에 간략하게 나타나있다. 시뮬레이션 결과, 본 연구의 SAC제어가 PID제어에 비해 기준입력 신호에의 추적능력이 우수함을 알 수 있었다. Fig. 5(b)에서 Stationary Parts는 그래픽에 사용된 부품들을 모아두는 역할을 수행한다.

Table 1 Specification of hydraulic components

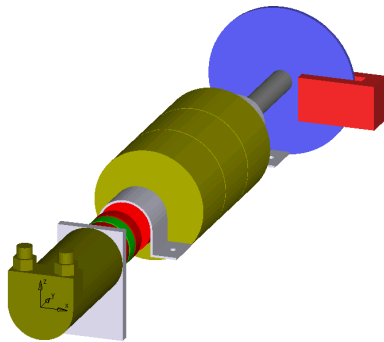
Components	Specifications
Hydraulic Pump	$Q_{max} = 14 \text{ l/min}$ , $P_{max} = 160 \text{ bar}$
Hydraulic Motor	$P_{max} = 140\text{bar}$ , $D_m = 31.8\text{cm}^3/\text{rev}$
Proportional Directional Control Valve	$P_{max} = 160 \text{ bar}$ , $Q = 14 \text{ l/min}(700\text{mA})$
Relief Valve	$P_{max} = 160 \text{ bar}$ , $P_{set} = 50 \text{ bar}$



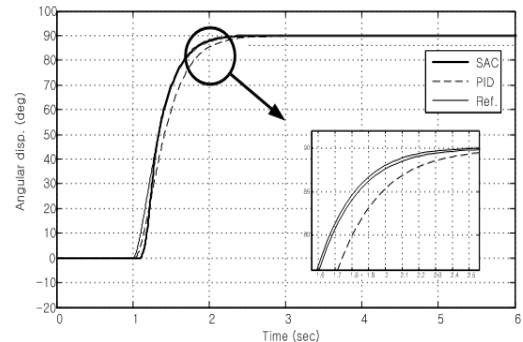
(a) Interfacing process of 3D model to SimulationX



(b) Hydraulic circuit with 3D CAD model



(c) 3D CAD model



(d) Simulation result

Fig. 5 Integral simulation process

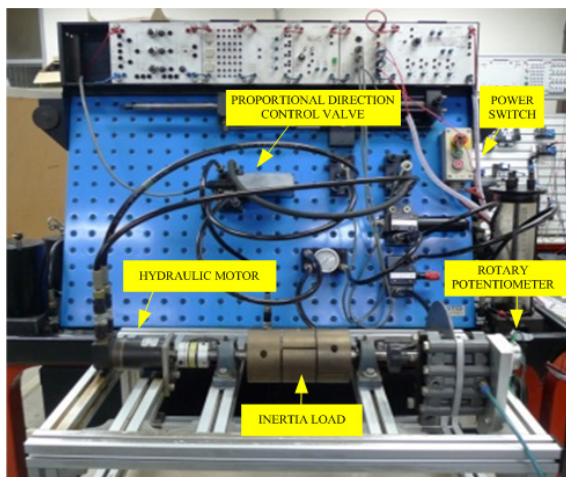


Fig. 6 Experimental equipment

## 5. 실험

본 연구에서 사용한 실험장치의 사진이 Fig. 6에 나타나있다. 아울러 시스템 구성에 사용된 주요 부

품들의 사양이 Table 1에 나타나있다. 효율적이고 유연한 제어실험을 수행하기 위해서 Matlab-Simulink의 실시간 프로세싱 툴과 Humusoft사의 데이터 획득 보드(MF624)가 내장된 PC가 사용되었다. PC에서 Matlab-Simulink를 사용하여 구현된 제어입력 신호가 비례방향제어 밸브에 가해진다. 그리고 유압모터-관성부하 운동을 제어하여, 그 출력신호가 로타리 포텐셔미터를 통하여 측정된다. 비례방향제어 밸브로서 Parker사의 비례방향제어 밸브(모델명 : D1FH)가 사용되었다. 실험수행에서 샘플링 시간은 비례방향제어 밸브의 대역폭(Bandwidth), 그리고 폐회로 시스템의 요구되는 동특성을 고려하여  $T=0.001s$ 로 설정하였다. 우선 제어시스템의 설계 파라미터를 추정하기 위하여 개회로 응답실험을 수행하였다. 구형과 전압(2V, 4V)을 각각 반복적으로 가하여 회전각 변위와 회전속도를 측정된 결과가 Fig. 7에 나타나 있다.

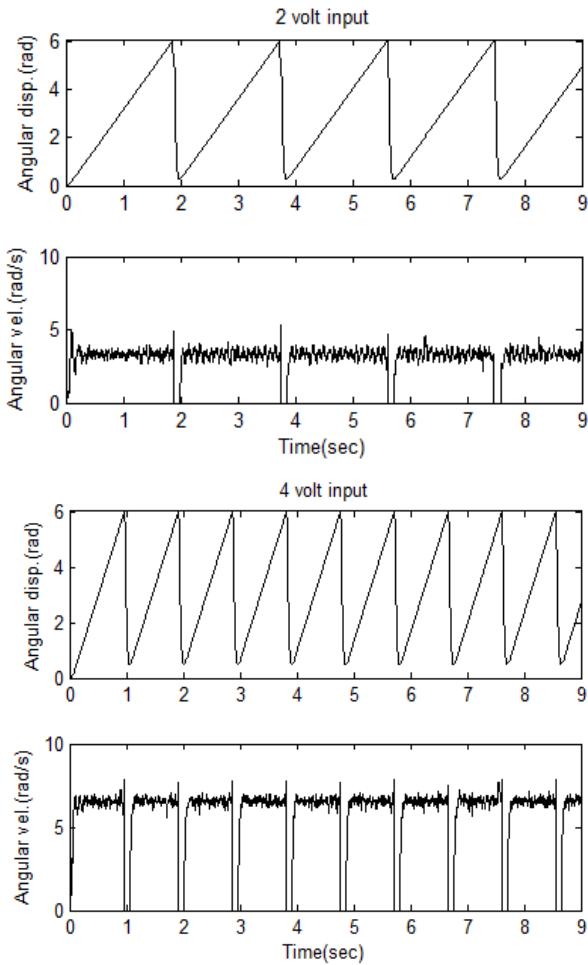


Fig. 7 Open-loop response

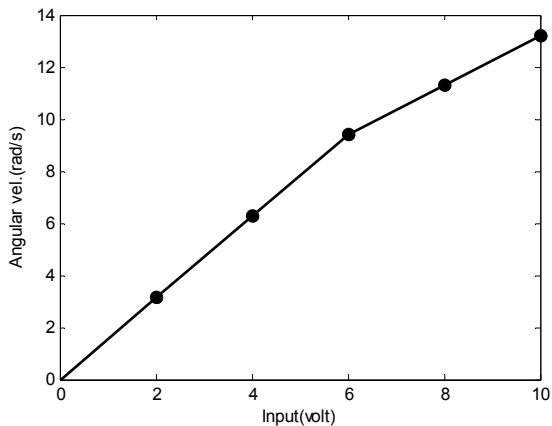


Fig. 8 Angular velocity versus command signal

이를 이용하여 개회로 계인, 고유진동수, 그리고 감쇠비를 각각  $K=1.57(\text{rad/s})/\text{volt}$ ,  $\omega_n=44\text{rad/s}$ ,  $\zeta=1.0$ 로 추정하였다. Fig. 7의 개회로 실험 결과를 바탕으로 입력전압에 변화를 주어, 유압모터 각속도 거동들을 그래프로 나타낸 결과가 Fig. 8에 나타나있다. 근사적으로 대체로 선형적 특성을 나타내고 있다. 다음에는 진폭 5V의 구형파를 기준모델에 입력

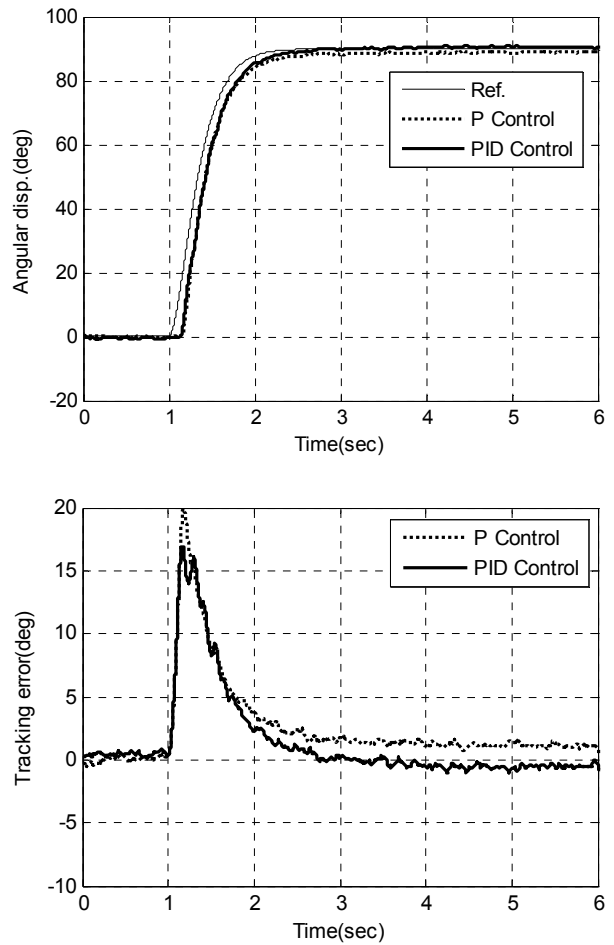


Fig. 9 Comparison of P and PID control

신호로 가하여, 공급압력  $P_s=50\text{bar}$ 하에서 기준모델 출력에의 추적성능을 실험으로 고찰하였다. 이 때 비례방향제어 밸브의 최대유량과 시스템의 정/동특성을 고려하여 기준모델을 설정하였다. Fig. 9는 기준모델에의 위치추적 성능을 P제어와 PID제어 관점에서 비교한 결과이다. P제어시 정상상태에서 일정한 오차가 존재 하였으나, PID제어에 의하여 오차가 제거되는 모습을 보여주고 있다. 아울러 과도상태에서 피크(Peak)치가 약간 감소됨을 알 수 있다. PID제어와 SAC제어 성능을 실험으로 비교하였으며, 그 결과가 Fig. 10에 나타나있다. 아울러 이 때 사용된 제어기 파라미터 값들이 Table 2에 열거되어 있다. 이 때 PID제어기 계인은 폐회로 극점이  $-0.178$ 에 오도록 설계하였다. 비례방향제어밸브에 가해지는 입력신호가 포화되지 않는 범위 내에서 본 연구의 유압시스템이 최적성능을 발휘하도록 PID제어기를 설계하였다. 그리고 SAC제어를 구성할 때, 고유진동수를 사용하여  $G_{pfc}(s)$ 의 설계 파라미터  $\alpha=2\omega_n$ 이 되게 함으로서 ASPR조건을 만족하

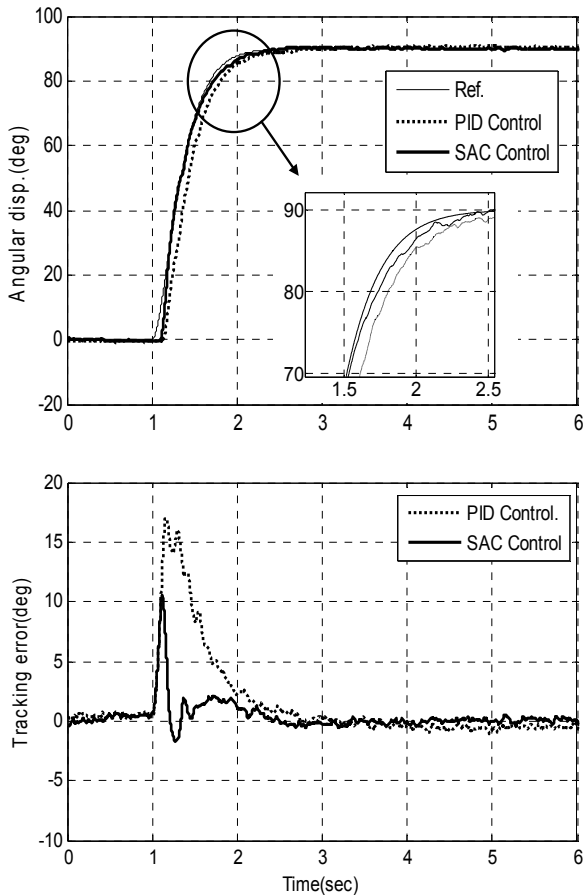


Fig. 10 Comparison of PID with SAC method

Table 2 Design parameters for controller

SAC
$\Gamma_P = \text{diag}[20.0 \ 1.0 \ 0.1 \ 0.01]$ $\Gamma_I = \text{diag}[10.0 \ 3.0 \ 1.0 \ 0.1]$ $\sigma_1 = 0.1, \sigma_2 = 0.01, \delta = 0.0005$
$\text{PID}(G_{PID}(s) = k_p + \frac{k_i}{s} + k_d s)$
$k_p = 5.0, k_i = 1.0, k_d = 0.1$

도록 하였다. Fig. 10의 확대된 그림으로부터, 과도 상태에서 SAC제어가 최적성능 상태의 PID제어보다 위치추적성능이 우수함을 알 수 있었다. 과도 상태에서 SAC제어가 PID제어에 비하여 최대 추적오차를 17.01 deg에서 10.55 deg로 38% 저감시킬 수 있었다. 이는 SAC제어가 갖는 미지의 파라미터에 대한 적응능력, 그리고 알고리즘에 내재된 피드포워드 제어특성에 기인하는 것으로 사료된다. 아울러 실험결과가 4장의 3D-CAD 부하모델을 이용한 시뮬레이션 결과와 매우 유사하다.

## 6. 결 론

본 연구에서는 비례방향제어밸브에 의해 구동되는 유압모터-부하계의 운동제어에 SAC제어기법을 적용하였다. 실험에 의하여 플랜트 모델의 고유진동수를 추정하였고, 이를 이용하여 PFC 설계 파라미터를 구하고 나아가 SAC제어계를 구성하였다. 실험을 통하여 PID제어와 SAC제어를 비교한 결과, SAC제어를 사용하여 최대 추적오차를 상당히 줄일 수 있었다. 향후과제로서 외란이나 고유진동수가 변화하는 시스템을 대상으로 적응적으로 강인성을 가질 수 있는 제어기법에 대하여 고찰할 예정으로 있다.

## 후 기

이 논문은 2011학년도 홍익대학교 학술연구진흥비에 의하여 지원되었음.

## 참고문헌

- 1) Iwai Z. and Mizumoto I., "Robust and Simple adaptive control", Int J Control, Vol. 55, No. 6, pp. 1453~1470. 1992.
- 2) Tsukamoto N and Yokota S., "Two-degree-of-freedom control including parallel feed-forward compensator (The effectiveness in the control of 6-link electro hydraulic serial manipulators)", Trans Jpn Fluid Power Syst Soc., Vol. 34, No. 6, pp. 126~133, 2003[in Japanese].
- 3) Kyouizumi K., Fujita Y. and Ebihara Y., "Simple adaptive control method with automatic tuning of PFC and its application to positioning control of a pneumatic servo system", Trans Inst Sys Control Inform Engrs, Vol. 14, No. 3, pp. 102~109, 2001[in Japanese].
- 4) Zeheb H., "A sufficient condition for output feedback stabilization of uncertain system", IEEE Trans Automat Control, Vol. 31, No. 11, pp. 1055~1057. 1986.
- 5) Kaufman H, Barkana I, Sobel K. Direct adaptive control algorithms : theory and applications. 2nd ed. Springer; 1997.
- 6) www.iti.de